

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 6 - 1 6 0 2 4 3

(43) 公開日 平成6年 (1994) 6月7日

(51) Int. Cl.⁵
G 0 1 M 15/00
13/00

識別記号 庁内整理番号
Z 7324-2 G

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 2

(全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平5-41755
(22) 出願日 平成5年 (1993) 2月8日
(31) 優先権主張番号 特願平4-278154
(32) 優先日 平4 (1992) 9月22日
(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000006286
三菱自動車工業株式会社
東京都港区芝五丁目33番8号
(71) 出願人 000157142
関東特殊製鋼株式会社
神奈川県藤沢市辻堂神台1丁目3番1号
(72) 発明者 中村 良太
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内
(72) 発明者 斉藤 正人
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内
(74) 代理人 弁理士 高橋 昌久 (外1名)

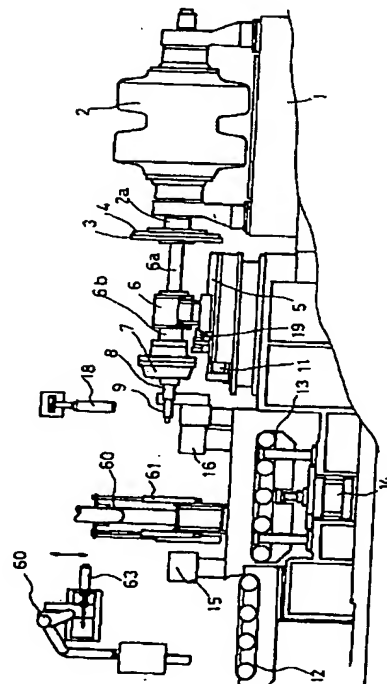
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジン試運転方法

(57) 【要約】

【目的】 本発明は、エンジン機種が変わった場合においても精度よく位置決めが可能な、又トラック等の大形エンジンの場合においてもトルク変動に十分対処し得るエンジン試運転方法を提供する事を目的とする。

【構成】 組立完成後のエンジン側の中心雌スプラインに向け、直接若しくは間接的に動力計若しくは駆動モータと連結した可撓性緩衝接手を回転させながら側に移動させ、該接手側に配設したスプライン軸を前記雌スプラインに嵌合させた後エンジンの試運転を行なうエンジン試運転方法において、前記雌スプラインに嵌合させる前にスプライン軸に慣性力を付与し、少なくとも前記スプライン軸が前記雌スプラインに接触するまで該慣性力のみでの自由回転運動を維持させながらスプライン軸を前記雌スプラインに嵌合させることを特徴とする。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 組立完成後のエンジン側の中心雌スプラインに向け、直接若しくは間接的に動力計若しくは駆動モータと連結した可撓性緩衝接手を回転させながら上記エンジン側に移動させ、該接手側に配設したスプライン軸を前記雌スプラインに嵌合させた後エンジンの試運転を行なうエンジン試運転方法において、

前記雌スプラインに嵌合させる前に前記スプライン軸に回転慣性力を付与し、少なくとも前記スプライン軸が前記雌スプラインに接触するまで該慣性力のみで自由回転運動を維持させながらスプライン軸を前記雌スプラインに嵌合させることを特徴とするエンジン試運転方法

【請求項 2】 前記可撓性緩衝接手に動力計若しくは駆動モータ側に連結される第 1 のフランジとスプライン軸側に連結される第 2 のフランジ間に、接手中心穴周囲の夫々の対称位置に、接線方向に沿ってコイルバネを複数対配置し、該コイルバネ群を介して前記両フランジ間を連結してなる接手を用いた請求項 1 記載のエンジン試運転方法において、

前記接手中心穴周囲に位置する全てのコイルバネ群の合成振りバネ係数 k_2 を

$$k_2 = 100 \sim 900 \text{ kgf} \cdot \text{m} / \text{rad}$$

になるように設定した事の特徴とする請求項 1 記載のエンジン試運転方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、組立完成エンジンをパレットを使用する事なく直接、組立台を介して試運転装置本体側へ搬入可能なエンジン試運転方法に係り、特に組立完成後のエンジン側の中心雌スプラインに向け、直接若しくは間接的に動力計若しくは駆動モータと連結した可撓性緩衝接手を回転させながら移動させ、該接手側に配設したスプライン軸を前記雌スプラインに嵌合させた後エンジンの試運転を行なうエンジン試運転方法に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来より、エンジンの生産ラインにおいてはユーザに高品質で信頼度の高いエンジンを供給するために、特にディーゼルエンジンにおいては全数のエンジンに対し、エンジンの試運転を行なっている。この種の試運転装置は組立完成後のエンジンをクレーン等を利用してパレットに移載セットし、試運転に必要な配管、配線作業を行なった後、試運転装置本体側に搬送させている。

【0003】 しかしながら前記パレット方式はエンジンとパレットの接続を手人に頼らざるを得ない事、パレット自体に特別な配管設備を必要とし、而も該パレットを数多く必要な事、エンジンの大きさに比例してパレットが大きくなり、トラック系の大型のディーゼルエンジンに対して採用しようとするパレットが大形化し、設備

投資及び試運転面積も大形化せざるを得ない。更に基本的にパレットを使用する方式ではパレット循環用の搬送設備を設けねばならず、その分設備費の増大と設置面積の増大につながる。

【0004】 かかる欠点の解消を図るために、本出願人は実開平 1-168845 号にてエンジンの据え付け部に設けたフロントマウントとリアマウントとを効果的に利用して、試験装置の本体側に前記マウントを支持するマウント受け部を設け、組立台上に位置するエンジンをクレーンを介して該マウント受け部上に位置決め設置した後、該エンジンとエンジン性能を測定する動力計間を設置するように構成している。

【0005】 その構成を図 7 に基づいて簡単に説明するに、先ず可動軸受 6 をガイドレール 5 に沿って動力計 2 寄りにシフトして可撓性緩衝接手 7 の連結軸 9' のスプラインを動力計 2 寄りに引込めた状態で、エンジン搬送台車よりエンジンを搬送して前後部のフロント及びリアのマウント部をマウント受け部上に固定した後、可動軸受 6 をガイドレール 5 に沿ってフライホイール 51 に向かってシフトすると、連結軸 9' 先端はフライホイール 51 側に取り付けたスプラインに挿入され、そしてスタータモータ 50 により緩速回転するターニングギア 50A による回転に伴いその連結軸スプラインとフライホイール 51 側のスプラインが円滑に嵌合することが出来、該ターニングギア 50A を継続回転させながらスタータ回転を行なう事によりエンジンの試運転を行なうものである。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 さて前記スプライン同士の間は歯の凹凸が完全に一致した状態で嵌合させる事は不可能であるために、前記したように一方のスプラインをモータを利用して緩速回転させながら嵌合させる構成を取るが、この際、前記スプライン同士は雌歯と雄歯がきっちり嵌合可能に構成されているために、その嵌合が円滑に行なわれない場合、前記モータに過負荷がかかり、モータ焼き付け等を生じやすい。又逆に円滑に嵌合された場合でも、嵌合後においても前記モータの回転が継続しているために、嵌合初期においてその連結部分が少ない場合十分なるトルク力を得る事が出来ず、やはり前記モータに過負荷がかかり、モータ焼き付け等を生じやすい。更に前記モータを用いる構成では前記スプライン軸が雌スプラインに不完全嵌合状態でも回転力が付与されるために、かじり等が生じ易い。而も前記モータはスタータモータと兼用させているために、エンジンのスタータ運転が可能な程度の回転に合せねばならず、この為前記スプラインを円滑に嵌合させるに必要な回転数まで落とすのが困難な場合がある。

【0007】 更に前記装置においては、前記スプライン軸と動力系との間に可撓性緩衝接手を介し、前記エンジン側とスプライン軸間の芯ずれや芯振れに対するフレキ

シビリティを大きくしているが、従来この接手にラバーカップリングが広く使用されていたが、ラバーカップリングではトルク特性の選択の自由度が制約され、低速回転時にハンティングが生じて計測が困難となり、高負荷でのトルク振動の為にラバーが破壊して四散する等の問題があるために、本出願人は先に複数対のコイルバネを効果的に組合せた可撓性緩衝接手を提案している。

【0008】かかる可撓性緩衝接手の構造を説明すると、図8乃至図10において、連結軸9'の軸端に嵌着されたフランジ124には、フランジ122の外周部を半径方向すきまa及び軸方向すきまbを有して圍繞するし字状断面を有するリム125が同軸的に固着されて、フランジ122、124及びリム125に等間隔で軸方向に穿設された長円形断面を有する複数対、ここでは例えば4個のばね挿入孔129は図10に示す半円柱状ばね受座128、128'を介してコイルばね127a、127a、127b、127bが挿入されている。コイルばね127a、127aは比較的小さい直線ばね定数のものを若干の予圧をもって、又、コイルばね127b、127bは比較的大きい直線ばね定数のものを若干のあそびをもって、それぞれ図9に示すように、軸対称関係にある一対のばね挿入孔129、129にそれぞれ挿入されている。ここで、フランジ122の外周寄りの両面には若干のテーパが付され、その肉厚が外周半径方向に漸減しており、フランジ124ではフランジ122の中央部に対向する面にハッチングで示す部分に高周波焼入れが施されている。

【0009】さてかかる構成の可撓性緩衝接手を前記装置に組込んだ場合、エンジン試運転に際して、エンジンがフロントマウント受け部及びリアマウント受け部上に支持された状態ではその軸心は動力計のそれに対してかなりのばらつきをもって芯ずれ及び芯ぶれの状態にあるが、緩衝接手は下記の作用でこれを許容するとともに所要のばね特性をもってエンジンの広範囲にわたるトルク及び回転数を動力計に伝達することができる。すなわち、前記したように、フランジ122とフランジ124及びリム125との間には半径方向のすきまa及び軸方向のすきまbが存在するので、芯ぶれの際、フランジ122のテーパ面がフランジ124の対向面に当たるまでフランジ122はフランジ124に対し傾くことが可能であり、その際、フランジ122、124の中央部は互いに当接するが、フランジ124の中央部表面は焼入れされているのに対してフランジ122の対向面は焼入れされていないから両者は互いにかじることなく、動力の伝達ができ、而も本緩衝接手では、コイルばねとして比較的小径のものを2本並列的に各挿入孔に挿入しているので、その耐久性は大となり、前記欠点が解消される。

【0010】しかしながらかかる装置においても尚次のような欠点を有す。即ち、前記円周方向に配置した4対のコイルバネの内、中心軸を挟んで平行に配置したコイ

ルバネ127a、127aのバネ定数 $k_a = 2 \sim 10 \text{ Kg f/mm}$ 、又他のコイルバネ127b、127bのバネ定数 $k_b = 10 \sim 30 \text{ Kg f/mm}$ に設定する事により、最大伝達動力を $500 \text{ ps} / 3500 \text{ rpm}$ を得る事が出来、これによりトラック等の大形エンジンの試運転装置として使用出来、好ましいと記述しているが、本出願人は更に実験を加えた結果、前記バネ定数の規制では尚多くの問題が出る事が知見された。

【0011】即ち、前記接手に印加される力はバネの軸線方向の直線的な力ではなく、中心穴を中心として周径方向のトルク力である。この為、前記直線方向（バネ軸線方向）のバネ定数の規定のみでは前記トラック等の大形エンジンの場合のトルク変動に十分対処し得ない。又前記可撓性緩衝接手は前記したように前記エンジン側との間で芯ずれや芯振れが生じた状態で回転するもので合うために、該回転により前記コイルバネに印加される付勢方向は多岐に亙り、バネ軸線方向のバネ定数の規定のみでは初期の目的を達成し得ない事は明瞭である。

【0012】本発明はかかる従来技術の欠点を鑑み、前記スプライン軸をエンジン側に円滑に嵌合し得るエンジン試運転方法を提供する事を目的とする。本発明の他の目的は前記トラック等の大形エンジンの場合においてもトルク変動に十分対処し得るエンジン試運転方法を提供する事にある。

【0013】

【課題を解決する為の手段】請求項1記載の発明は、前記スプラインをエンジン側に円滑に嵌合させる為、モータ等により駆動力を伝達した状態で回転させるのではなく、前記雌スプラインに嵌合させる前にスプライン軸に回転慣性力を付与するが、付与した後は自由回転運動を維持させ、少なくとも前記スプライン軸が前記雌スプラインに接触するまで該慣性力のみで自由回転運動を維持させながらスプライン軸を前記雌スプラインに嵌合させることを特徴とするものである。

【0014】一方請求項2記載の発明は前記可撓性緩衝接手に前記の様な動力計若しくは駆動モータ側に連結される第1のフランジとスプライン軸側に連結される第2のフランジ間に、継手中心穴周囲の夫々の対称位置に、接線方向に沿ってコイルバネを複数対配置し、該コイルバネ群を介して前記フランジ間を連結してなる継手を用いた場合において、バネ定数を個々のコイルバネとの関係において求めるものではなく、コイルバネ前記継手中心穴周囲に位置する全てのコイルバネ群全体との関係において適切な値を求めるもので、後記作用の項で詳細に説明するように、その合成振りバネ係数 k_2 を、 $k_2 = 100 \sim 900 \text{ kg f} \cdot \text{m/rad}$

に設定した事を特徴とするものである。この場合、前記継手中心穴を挟んで対称位置にあるコイルバネ対と隣接するコイルバネ対間の直線バネ係数を異ならせて設定する事により、一層好ましいバネ設定が可能となる。

【0015】

【作用】請求項1記載の発明によれば、慣性力付与後のスプライン軸は完全に自由運動となるために、徐々に回転力を減速しながら前記スプライン軸は雌スプラインの端口に接触し、該接触時の抵抗により急激に回転速度を落とし、僅かな回転運動のみが残される。そして該残存している僅かな回転により、不完全一致状態にあるスプライン軸の雄歯が雌スプライン内の雌歯に円滑に嵌合され、該嵌合直後においてエンジン側の負荷トルクにより前記回転運動が停止され、円滑な挿入が図られる。従って本発明によれば、雌スプライン端口に接触時点では僅かな回転数で、又嵌合直後には回転を停止させた状態で嵌合できるために、極めて円滑な嵌合が可能となる。

【0016】又請求項2記載の発明によれば、次のような作用を営む。即ち、前記従来技術によるバネ定数の規*

$$f = \frac{1}{2\pi\sqrt{\frac{K_2(I_1 + I_2)}{I_1 \times I_2}}} \dots \dots \dots \textcircled{1}$$

f : 固有振動数 (c · p · s) ※ I₂ : 動力計側慣性モーメント (kgf · m · s²)
 K₂ : 合成ねじりバネ定数 (kgf · m / rad) 20
 I₁ : エンジン側慣性モーメント (kgf · m · s²) ※

$$N_1 = \frac{f \times 60}{n / 2} \dots \dots \dots \textcircled{2}$$

n : エンジン気筒数である。

【0018】エンジン常用回転領域に固有振動数が存在すると試験中にエンジンと動力計とが共振作用をおこし、試験装置が破壊する危険がある。このため、エンジン★30

$$\begin{aligned} K_2 &= R^2 \times K_1 \times N \times 10^{-3} & \text{kgf} \cdot \text{m} / \text{rad} & \dots \dots \textcircled{3} \\ T &= p \times N \times R \times 10^{-3} & \text{kgf} \cdot \text{m} & \\ K_1 &= p / s & \text{kgf} / \text{mm} & \end{aligned}$$

T : トルク kgf · m
 K₁ : 連続バネ定数 kgf / mm
 K₂ : ねじりバネ定数 kgf · m / rad
 R : バネの取付半径 mm
 N : バネの取付数
 s : バネのたわみ mm
 p : 荷重 kgf

の関係があるため、ねじりバネ定数K₂の数値を決めることによりR、K₁、Nが決まる。

【0019】そして本発明者の実験によれば、前記構成の接手においてコイルバネ群の振りバネ係数を100～900kgf · m / radに設定することにより、最大出力が50～500PS / 3500rpmのエンジンの試運転に共振問題が生じる事なく適用し得る事が確認できた。この場合、前記継手中心穴を挟んで対称位置にあるコイルバネ対と隣接するコイルバネ対間の直線バネ係数を異ならせて設定する事により、一層好ましいバネ

* 定は荷重と撓み量からなる個々のバネの規定であり、且つその規定はバネ軸線方向、言換えれば前記接手の接線方向における直線的な付勢力である。しかしながら前記接手が回転した場合に生じるトルクの付勢力は、接手中心穴を中心とした周径方向における曲線的な付勢力である。又前記接手に印加される前記コイルバネが個々にトルク変動を吸収するのではなく、中心穴周囲の円周上に配設されたコイルバネ群全体でトルク変動を吸収するものである。

10 【0017】ここで、エンジンと動力計とからなる振動系を考えると、図12のようなモデル図になる。このエンジンと動力計との振動系における固有振動数f (c · p · s) は、一般式より、

【数1】

となる。さらに共振点N₁ (rpm) は、

【数2】

★ ン常用回転領域より共振点を外す必要があり、共振点を避ける為には、通常①式のK₂ねじりバネ定数を小さくしてエンジンアイドル回転数以下に設定する。また、接手の合成ねじりバネ定数K₂については、

設定が可能となることは前記従来技術よりも明らかである。

【0020】

【実施例】以下、図面に基づいて本発明の実施例を例示的に詳しく説明する。但しこの実施例に記載されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対配置などは特に特定の記載がない限りは、この発明の範囲をそれのみに限定する趣旨ではなく単なる説明例に過ぎない。図1及び図2は本発明の実施例にかかるエンジン試運転システムのうち、ホットテスト若しくはラッピングテストを行なうためのエンジン試運転装置で、図上右方より固定ベッド1上に据え付けられた動力計2、該動力計2の回転軸2aに嵌着されたスタータ用ギア3と慣性回転用のスプロケット4、水平ガイドレール5上に載置され、該ガイドレール5に沿って軸方向に摺動自在に移動可能な可動軸受6で、その入力側に前記動力計2の回転軸2aと連結される雄スプライン6aと、その出力軸2a側に

7

前記可動軸受 6 内で前記雄スプライン 6 a と嵌合する雌スプライン 6 b が取付けられ、この結果前記可動軸受 6 の進退操作により前記雄スプライン 6 a が雌スプライン 6 b 内に入り込み、雄スプライン 6 a の伸縮動作を営む。7 は可撓性緩衝接手で、その一端は前記雌スプライン 6 b に嵌着され、その他端にはエンジン 10 側の端面の軸線上に雌スプライン 23 a を刻設した中心穴 7 a を有するアダプタ 8 を取付け、該アダプタ 8 の中心穴 7 a に前記雌スプライン 23 a と嵌合可能なスプライン軸 9 を嵌合させる。尚、前記可動軸受 6 は空圧又は油圧シリンダ 11 により進退自在に構成されている。又スタータギア 3 は従来技術と同様に、スタータモータ 50 により駆動回転可能に構成されている。

【0021】一方エンジン 10 据え付け側には、エンジン搬送台車 D よりエンジン 10 を引き込む第 1 の固定駆動ローラコンベア 12 と、空圧又は油圧シリンダ 14 によりリフトダウン可能な第 2 の駆動ローラコンベア 13 と、該駆動ローラコンベア 13 のリフトダウンによりエンジン 10 のマウント部 10 a を介してエンジン 10 を支持するフロント側とリア側のマウント受け部 15、16、駆動ローラコンベア 13 の移動方向のエンジン 10 の位置規制を行なうストッパ 17、マウント受け部 15、16 上に載置されたエンジン 10 を上方よりクランプするクランプ装置 18、エンジン 10 の油圧取出管、給／排水管、及び排気管に夫々接続される各種配管系 60、からなり、そして前記各配管系は油圧取出管、給／排水管、及び排気管夫々から脱着可能に且つエンジン機種に対応して位置変位可能に三次元方向に変位可能なシリンダ機構 61～63 が取付けられている。又前記ストッパ 17 も固定とせず、エンジン機種に対応させて規制位置を変位可能な空圧又は油圧シリンダを取付ける事も可能である。

【0022】図 3 は慣性力付与手段の詳細構成を示し、前記ターニングスプロケット 4 の側部に空圧又は油圧シリンダ 40 を垂直に立設させ、該シリンダピストン 41 の先端に、前記ピストン 41 上昇時前記スプロケット 4 の歯 4 a と係合する爪 42 を設けている。該爪 42 はストッパ 43 により位置保持されているために、前記スプロケット 4 を押し上げながら回転させ、慣性力を付与可能に構成されている。又前記爪 42 の下側は逃げ面 42 a として機能する傾斜面となし、前記ピストン 41 下降時に前記スプロケット 4 の歯 4 a が爪 42 の逃げ面 42 a に当接すると、前記爪 42 を突起させる方向に付勢されたコイルバネ 44 の弾性力に抗して該爪 42 が退避しながらスプロケット 4 の歯 4 a から逃げ、該スプロケット 4 を回転させることなく元の位置に復帰する。

【0023】図 4 及び図 5 は、本発明の要部構成たるアダプタ 8 とスプライン軸 9 の結合状態を示す断面構成で、可撓性緩衝接手 7 は、アダプタ 8 の挿筒 8 a がきっちり挿し込み可能な中心穴 7 a と該中心穴 7 a と直交す

8

る端面上に設けたキー溝 7 b を有す。尚前記キー溝 7 b は中心穴 7 a より半径方向に外方に向け延在させて形成している。アダプタ 8 は前記挿筒 8 a と、該挿筒 8 a の基側に設け、前記端面に接合可能なフランジ 8 c 面と、前記キー溝 7 b と対応する位置に設けたキー溝とを有し、前記キー溝 7 b 同士を合致させた後、キー 21 を挿し込み、フランジ 8 c よりボルト 22 を螺入させて前記両者を連結させる。一方、前記アダプタ 8 のスプライン取り付け側には、円筒状に中心穴 8 d を凹設し、該中心穴 8 d に雌スプライン 23 a を刻設したスリーブ体 23 を嵌着しネジ 24 にて一体的に連結する。尚、25 は前記雌スプライン 23 a に嵌合されたスプライン軸 9 の交換の容易化を図るために、該スプライン軸 9 の後端面より、コイルバネ 26 による付勢力を印加するピストンである。

【0024】スプライン軸 9 はステンレス材で形成すると共に、図 5 に示すように、前記アダプタ 8 側の雌スプライン 23 a に嵌合される軸部 9 A と、エンジン 10 側に取り付けたクラッチディスク 52 の雌スプライン 52 a に嵌合される軸部 9 B とを有する。この場合、アダプタ 8 側の軸部口径は常に一定であるが、エンジン 10 側の軸部口径は夫々のエンジン 10 に対応させて異ならせたものを複数本用意する。そして該スプライン軸 9 の先端には、前記フライホイール 51 の軸受 51 a 口径と略同径にして該軸受 51 a 穴に嵌合可能な支持部 91 を設け、該支持部 91 の側面を R (曲線) 状に形成し、スプライン軸 9 の軸振れを許容可能に構成する。又、前記スプライン軸 9 の歯断面形状は雌スプライン 52 a の様に断面矩形状に形成する事なく、頂部に進むに連れ徐々に小径になるごとく、やせさせて形成し、雌スプライン 52 a との間でクリアランスをもたせる。又該スプライン軸 9 の夫々の歯端 92 は、嵌合される側に向け徐々に小径になるごとく略楔状に形成すると共に、隣接する歯端 92 間を軸方向に前後に位置をずらして形成する。又前記スプライン軸 9 の前記クラッチディスク 52 の雌スプライン 52 a と嵌合する部位の歯面底部にはコイルバネ 94 により弾性力が付勢されたボールプランジャ 93 を取付けている。

【0025】次にかかる実施例の試験手順を説明する。図 6 は、本発明のエンジン試運転システムの全体システムを示し、レール A 上を移動するエンジン搬送台車 D と対面させて、該レール A と直交する方向に、複数のコールドテスト装置 C、複数のラッピングテスト装置 R、複数のホットテスト装置 H が配設されている。コールドテスト装置 C は前記図 1 に示す装置の内、スターティングモータ、スタータ用ギア 3 がなく、又動力計の代りに駆動モータを用いている点を除いて前記構成とほぼ同一である。ラッピングテスト装置 R、及びホットテスト装置 H は、いずれも図 1 に示す構成を取り、エンジン据え付け部と動力計 2 の周囲を、エンジン搬送台車 D 側に開閉

扉を設けた防音室Bで囲繞している。そして前記組立ラインでは、組立完成後のエンジン10にフライホイール51と共にクラッチディスク52が取り付けられた後、エンジン側のクラッチディスク52に対応するスプライン軸を予めクラッチディスク52に挿入しておく。エンジン搬送台車Dは2台のエンジン10を搭載できるようになっていて、コールドテスト装置Cとラッピングテスト装置Rと対面するレールA上を無人で自走して移動する。尚、2台のエンジンが搭載できるようになっているのは、テスト前のエンジンとテスト後のエンジンとを入れ換えるためであり、テスト装置間の移動時には1台のエンジンが搭載されている。

【0026】そして前記エンジン搬送台車D上に位置するエンジン10を無作為にコールドテスト装置C側とラッピングテスト装置R側に順次導入して所定のテストを終了させた後、該2つのテストを終了してエンジン配送台車D側に戻した後、移載ラインA1に送られて、ホットテスト装置Hが空くのを待機している。そしてホットテスト装置Hが空くとホットテスト装置H側のエンジン搬送台車Dに載せ、同様な方法でホットテスト装置に搬送する。

【0027】次に前記夫々のテストライン、特にホットテスト装置Hにおけるエンジン10の搬入及び連結動作について詳細に説明する。まず、ホットテスト装置の作業担当者の指示によりコールドテスト終了後のエンジン10を呼出すと、該一のエンジン10を搭載したエンジン搬送台車Dが対面位置に到着した後、防音室Bの扉を開く。そしてラッピングテスト終了後のエンジン10を前記エンジン搬送台車Dに移載した後、該搬送台車Dをシフトしてラッピングテスト前のエンジン10を駆動ローラコンベア12を用いてテスト装置内に導入し、防音室Bの扉を閉める。次に、第1の駆動ローラコンベア12から第2の駆動ローラコンベア13に移動し、ストップ17により位置規制された段階で、空圧又は油圧シリンダ14を降下させると前記第2の駆動ローラコンベア13がリフトダウンし、前記エンジン10のマウント部10aがエンジン10を支持するフロント側とリア側のマウント受け部15、16に載置され、その後、クランプ装置18を降下させてエンジン10を上方よりクランプする。

【0028】次に可動軸受6のストップ19をエンジン機種に対応させて切換えした後、慣性力付与手段の空圧又は油圧シリンダ40のピストン41を上昇させると、ピストン41先端の爪42がスプロケット4の歯4aと係合しながら、該スプロケット4を回転させる。と同時に、空圧又は油圧シリンダ11により可動軸受6を前進させると、慣性力付与後のスプライン軸9は完全に自由運動となるために、徐々に回転力を減速しながら前記スプライン軸9は雌スプライン52aの端口に接触し、該接触時の抵抗により急激に回転速度を落とし、低回転速

度になるために、スプライン軸9はエンジン10側の雌スプライン52aに円滑に挿入される。

【0029】そして該嵌合直後においてエンジン10側の負荷トルクにより前記回転運動が停止され、且つ前記スプライン軸9の歯断面形状をやせさせ、雌スプライン52aとの間で周方向にクリアランスをもたせている為に、前記エンジン10側とスプライン軸9間には必ず芯ずれや芯振れが生じていても円滑な挿入が図れる。そしてスプライン軸9先端の支持部91が前記フライホイール51の軸受51a穴内に到達した時点で、ストップ19により可動軸受6の前進が規制され、空圧又は油圧シリンダ11を停止させる。

【0030】前記エンジン10との連結終了後、前記した各配管系を油圧シリンダ等を利用してエンジン10側の油圧取出管、給/排水管、及び排気管夫々に接続し、所定の給油/水等を行ない、更にスタータモータを駆動させてエンジン10を緩速運転させながらエンジン10起動を行なう。そして前記エンジン10の試運転及び調整を行なった後、可動軸受6の後退、クランプ装置18の上昇によるエンジン10クランプ解除、駆動ローラコンベア13のリフトアップ、等前記と逆の操作を行なって、被験エンジン10の交換を行ない、以下前記操作を繰返す。

【0031】次に前記装置を用いて、前記接手7の耐久性について検討してみた。使用する接手7は前記従来技術の様に、各挿入孔に2つのコイルバネを並置して挿入する事なく、夫々1つのコイルバネ27a、27bをバネ受座28、28を介して挿入して構成した点を除いて前記図8及び図9に示す従来技術のと同じであり、図11に示す。(従って本実施例に示す接手の平面図は図9と同一である。)そして前記実施例において前記中心穴よりバネ配設位置までの半径Rを10mm、前記コイルバネの数N:4個の接手を用い、そして各コイルバネのバネ定数を適宜設定し、振りバネ定数 k_2 :183.9 kgf・m/rad (第1実施例)、 k_2 :189 kgf・m/rad (第2実施例)、 k_2 :768 kgf・m/rad (第3実施例)の3種の振りバネ定数の異なる接手を用意し、夫々最大出力80~155 PS/3500 rpm、最大トルク18~35 Kg mの第1のエンジン、最大出力140~245 PS/2700 rpm、最大トルク34~65 Kg mの第2のエンジン、最大出力225~440 PS/2200 rpm、最大トルク78~160 Kg mの第3のエンジンのホットテスト運転を夫々100台づつ行なったが、いずれも高負荷の変動トルクを円滑に伝達できると共に、低速回転においてもハンチング等を起こさず、且つ前記試運転後においてバネへたり等も生ぜず、耐久性にも好ましい事が確認された。

【0032】

【効果】以上記載のごとく本発明によれば、エンジン側

の雌スプラインに、動力計側の接手に連結した雄スプラインを円滑に嵌合させる事が出来、これによりスプラインの欠けや破損の防止と共に、エンジン試運転装置の無人化を一層容易に達成し得る。本発明の他の目的は前記トラック等の大形エンジンの場合でも、又高速負荷から低速負荷までの広範囲に亘るトルク変動等にも十分対処し得るエンジン試運転方法を得る事が出来る。等の種々の著効を有す。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例にかかるエンジン試運転装置の全体正面図

【図2】本発明の実施例にかかるエンジン試運転装置の全体平面図

【図3】図1に使用する慣性力付与手段の全体構成図

【図4】接手とエンジン間の連結状態を示す要部断面図

【図5】スプライン軸の形状を示し、(A)は全体正面図、(B)はボールプランジャ部の構成を示す断面図、(C)は結合状態を示す要部正面図

【図6】エンジン試運転システムの全体概要図

【図7】従来技術にかかるエンジン試運転装置の全体図

【図8】本発明に適用される可撓性緩衝接手の縦断面図、

【図9】図7及び図11に示す可撓性緩衝接手の縦断面図

【図10】図7及び図9に示す緩衝接手に用いるバネ受け座の斜視図

【図11】本実施例の実験に用いた可撓性緩衝接手の縦断面図

【図12】エンジンと動力計とからなる振動系モデル図

【符号の説明】

10 組立完成後のエンジン

51 フライホイール

52 クラッチディスク

52a エンジン側雌スプライン

2 動力計

7 可撓性緩衝接手

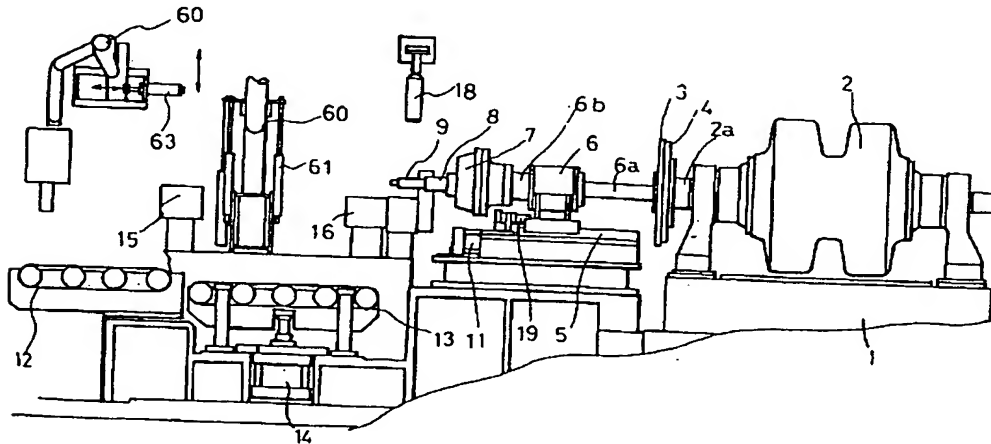
27a、27b：コイルバネ

122 第1のフランジ

124 第2のフランジ

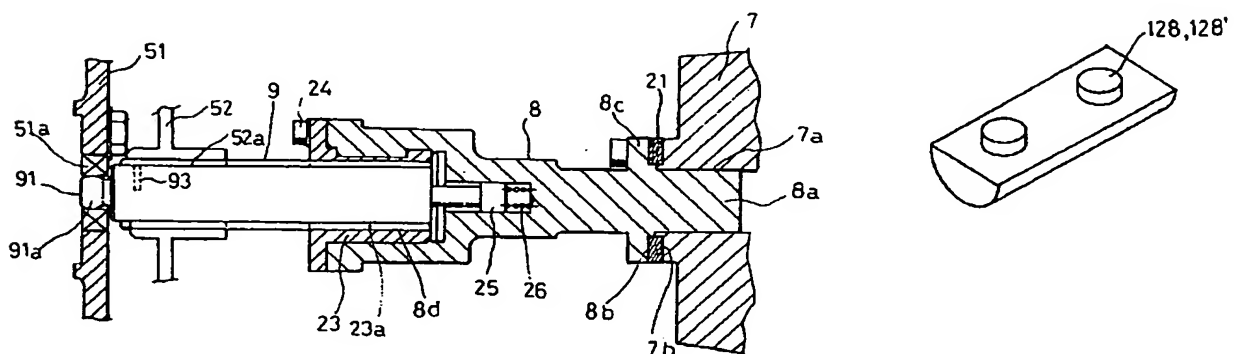
9 スプライン軸

【図1】

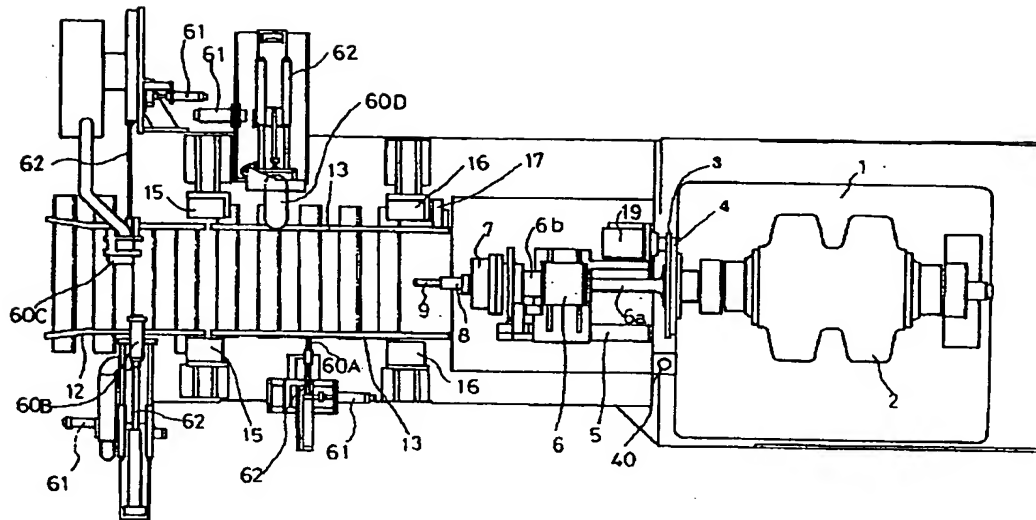


【図4】

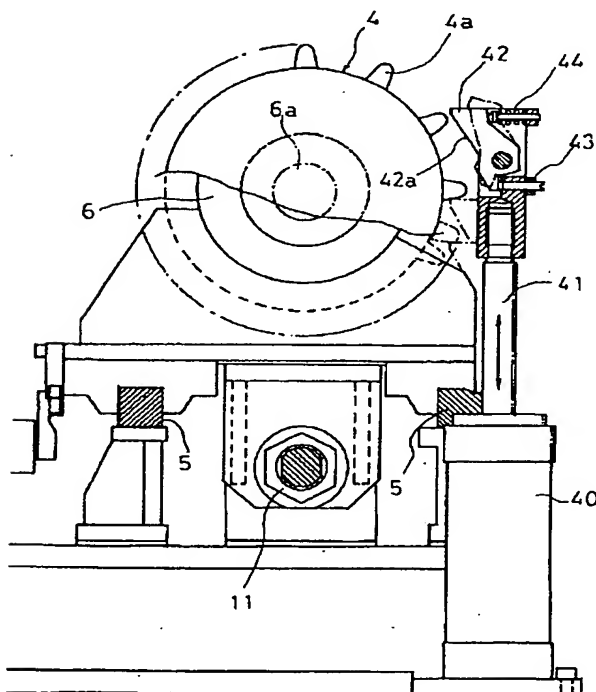
【図10】



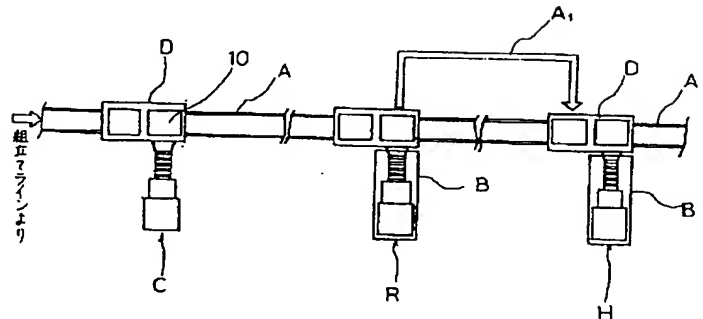
【図 2】



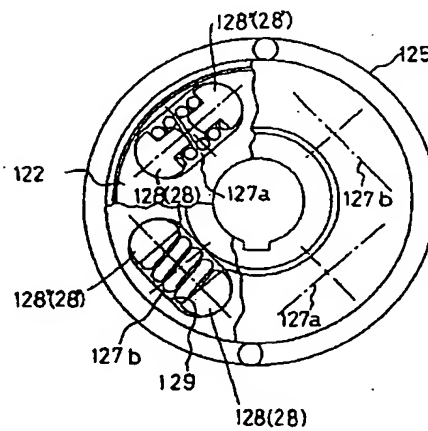
【図 3】



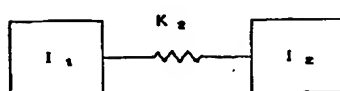
【図 6】



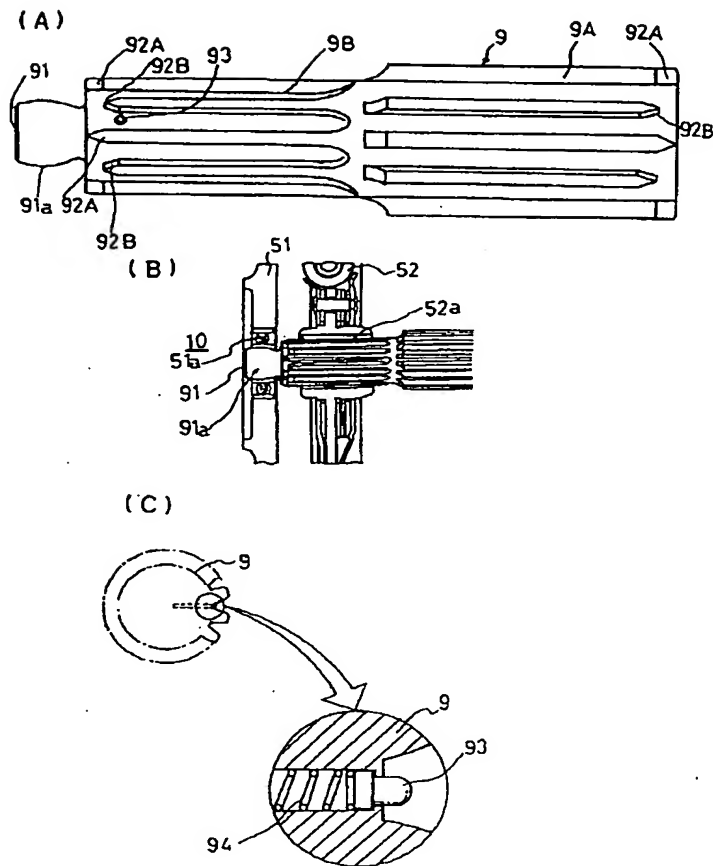
【図 8】



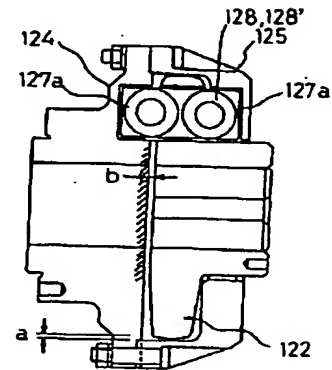
【図 12】



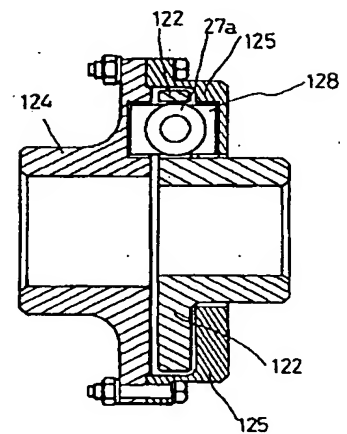
【図 5】



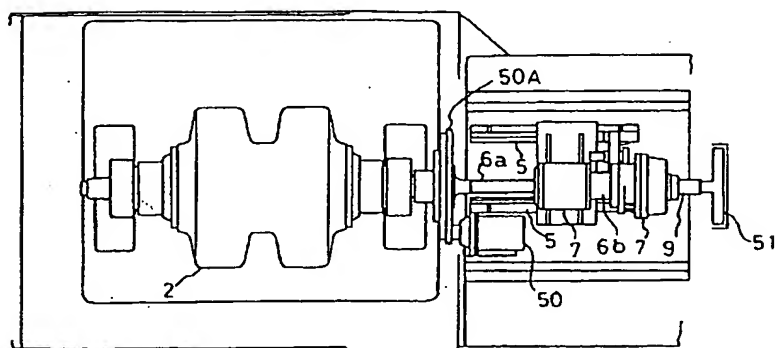
【図 9】



【図 11】



【図 7】



フロントページの続き

(72) 発明者 我妻 啓一
 神奈川県藤沢市辻堂神台 1 丁目 3 番 1 号
 関東特殊製鋼株式会社内